

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Vyhodnocení provozu parní turbíny

Evaluation of Steam Turbine

Student:

Jaroslav Špaček

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík , CSc.

Ostrava, 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 22. 5. 2009

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 22. 5. 2009

.....
podpis studenta

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. za jeho pozornost, odbornou pomoc, připomínky a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŠPAČEK, J. Vyhodnocení provozu parní turbíny

Ostrava: Katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB – TU, 2009

Vedoucí bakalářská práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík , CSc.

Bakalářská práce se zabývá jednoduchými úpravami v technologii, které vedou k navýšení výroby elektrické energie na závodě TČA.

V úvodu je obecně popsána kogenerační výroba, její výhody a typy zařízení pro danou výrobu. Uvádím zde princip parní turbíny, systém protitlakového zařízení včetně oběhu. Dalším bodem bakalářské práce je technický popis protitlakových turbín na TČA a souvisejícího zařízení. V závěru práce popisují rekonstrukci, v čem spočívala, a porovnání původního se stávajícím napojením protitlakových turbín na parní síť včetně energetického vyhodnocení rekonstrukce.

ANNOTATION OF THESIS

ŠPAČEK, J. Evaluation of Steam Turbine

Ostrava: Institute of energetics, VŠB – TU, 2009

Thesis, head: doc. Ing. Kamil Kolarčík , CSc.

This Baccalaureate's work deals with the simple adjustments in technology, which leads to the electric power production increasing at the TČA plant.

In the introduction there is briefly described the combined heat and power production, its benefits and device types for given production. I present here the steam turbine principle, the back-pressure device system including the circulation. As the next point of this baccalaureate's work there is a technical description of the back-pressure turbines at the TČA plant and related device. In the end of my work I describe the reconstruction, what was it based on, and a comparison between the original and current connection of the back-pressure turbines to the steam network system, including the energy evaluation of this reconstruction.

OBSAH

1. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	9
2. ÚVOD	11
3. CÍL.....	11
4. PRINCIP PARNÍ TURBÍNY	12
5. SYSTÉM PROTITLAKOVÉHO ZAŘÍZENÍ.....	12
6. PROTITLAKOVÝ OBĚH.....	13
7. PROTITLAKOVÉ PARNÍ TURBÍNY NA TČA	15
7.1. Parametry turbín	15
8. POPIS TURBÍNY.....	17
8.1. Curtisův stupeň.....	18
8.2. Přetlakový (reakční) stupeň	19
8.3. Spouštěcí ventily.....	21
8.4. Regulační ventily	22
8.4.1. Nastavení regulačních ventilů.....	23
8.4.2. Pohon regulačních ventilů	23
8.5. Regulace turbíny.....	24
8.6. Pojistné regulátory	25
8.7. Olejový systém	25
9. ZAPOJENÍ PROTITLAKOVÝCH TURBÍN TČA.....	26
9.1. Parní síť	26
9.2. Výměníky tepla	26
9.3. Zapojení před rekonstrukcí	29
9.4. Zapojení po rekonstrukci.....	30
10. REKONSTRUKCE	31
10.1. Odplynění napájecí vody	31

10.2.	Využití páry z TG 3 a 4 pro ŠO4	32
11.	ENERGETICKÉ VYHODNOCENÍ REKONSTRUKCE	33
11.1.	TG 3.....	34
11.2.	TG 4.....	35
11.3.	Centrála	37
11.4.	Přehled účinností a měrné spotřeby energie	39
11.5.	I-S diagramy	40
12.	ZÁVĚR	41
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	42
	SEZNAM PŘÍLOH.....	43

1. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

NN	napájecí nádrže
PC	počítač
PV	pojišťovací ventil
RCHS	redukční chladicí stanice
STRP	středotlaký rozdělovač páry
ŠO	špičkový ohřívák
TČA	Teplárna Československé armády
TG	turbogenerátor
VTO	vysokotlaký ohřívák vody
VTRP	vysokotlaký rozdělovač páry
WOODWARD	elektrohydraulický regulační systém
ZO	základní ohřívák
ZZ	zabezpečovací zařízení

C	měrná spotřeba energie	[J/ Ws]
H_{od}	ztráty při přenosu tepla odběrateli	[1]
$P_{el.}$	el.výkon turbogenerátorů	[W]
q	teoretická měrná spotřeba tepla	[J/ Ws]
q_a	přivedené teplo	[J/ kg]
q_e	teplo přeměněné v práci	[J/ Ws]
q_{el}	skutečná měrná spotřeba tepla	[J/ Ws]
q_t	odpadní teplo	[J/ kg]
i_A	entalpie páry před turbínou	[J/ kg]
i_O	entalpie odběrové páry	[J/ kg]
i_E	entalpie emisní páry	[J/ kg]
i_{nv}	entalpie napájecí vody	[J/ kg]
$i_{vs.}$	entalpie topné vody vstupní	[J/ kg]
$i_{vy.}$	entalpie topné vody výstupní	[J/ kg]
\dot{m}_A	množství vstupní páry	[kg/ s]
\dot{m}_E	množství emisní páry	[kg/ s]
\dot{m}_O	množství odběrové páry	[kg/ s]

\dot{m}_p	měrná spotřeba páry	[kg/ s]
\dot{m}_1	množství topné vody ZO3	[kg/ s]
\dot{m}_2	množství topné vody ZO4	[kg/ s]
\dot{m}_3	množství topné vody ŠO3	[kg/ s]
\dot{m}_4	množství topné vody ŠO4	[kg/ s]
\dot{m}_5	množství páry TG3	[kg/ s]
\dot{m}_6	množství páry TG4	[kg/ s]
\dot{m}_7	množství páry ŠO4	[kg/ s]
p_a	vstupní stavová veličina	[Pa]
p_o	atmosférický tlak	[Pa]
η_k	účinnost kotle	[1]
η_m	mechanická účinnost turbíny	[1]
η_P	přímá účinnost turbíny	[1]
$\eta_{por.}$	porovnávací účinnost turbíny	[1]
η_g	účinnost alternátoru	[1]
η_{telp}	celková termická účinnost	[1]
η_c	celková účinnost centrály	[1]

2.ÚVOD [11, 12]

V České republice je velmi rozvinuté centrální zásobování teplem jak pro domácnosti, tak v průmyslových podnicích. Přibližně 40% celkové spotřeby primárních zdrojů energie připadá na zásobování budov teplem. Oba tyto faktory zjevně nabízejí využít možnost kogenerační výroby.

Kogenerace znamená kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla. Oproti klasickým elektrárnám, ve kterých je teplo vzniklé při výrobě elektrické energie vypouštěno do okolí, využívá kogenerační jednotka teplo k vytápění, a šetří tak palivo i finanční prostředky potřebné na jeho nákup.

Kromě významného faktoru decentralizace výroby elektřiny vede použití kombinované výroby elektřiny a tepla ke snížení ztrát v elektrorozvodné síti a k vyšší bezpečnosti dodávek - výpadek jednoho zdroje nemá větší vliv.

Kombinované výroby tepla a elektrické energie je možno dosáhnout za pomoci několika typů zařízení lišících se způsobem i stupněm přeměny primárního paliva na obě sledované složky (elektrická energie, teplo). Jedná se o tzv. parní, plynovou a paroplynovou, případně o tzv. palivové články.

Na Teplárně Československé armády (dále TČA) je využíváno pro kombinovanou výrobu dvou protitlakových turbín s neregulovaným odběrem 8 t/h.

3.CÍL

Tato práce si klade za cíl vyhodnocení vlivu rekonstrukce, prováděné na TČA za účelem navýšení výroby elektrické energie, jak na účinnost jednotlivých turbogenerátorů TG3, TG4 a jejich měrnou spotřebu energie, tak zejména na celkovou účinnost centrály, kde centrálou je myšleno výrobní zařízení TG3-4, ZO3-4, ŠO3-4.

4.PRINCIP PARNÍ TURBÍNY [4]

Pára z parního kotle se přivádí do rozváděcího ústrojí, kde se část její entalpie při expanzi mění na energii kinetickou. Z rozváděcího ústrojí proudí pára do vhodně zakřivených kanálů rotoru. Změnou hybnosti proudů vzniká síla na obvodu rotoru a jí vyvozený kroutící moment koná při současném otáčení kola mechanickou práci.

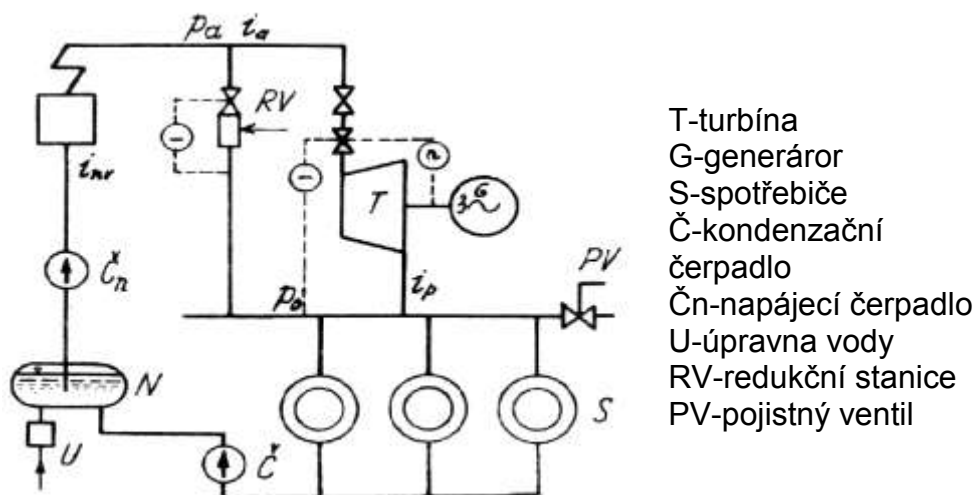
5.SYSTÉM PROTITLAKOVÉHO ZAŘÍZENÍ [4]

Aby bylo možné využít výstupní teplo z oběhu pro technologický proces nebo vytápění, je nutné použít vyšší teploty výstupní páry, a tím se zvýší i odváděné teplo. Takový oběh se nazývá protitlakový (obrázek č. 5.1.) a příslušná parní turbína protitlaková.

Přehřátá pára z kotle přichází do protitlakové turbíny, kde expanduje až na konstantní tlak p_0 .

Výstupní pára o tlaku p_0 je vedena ke spotřebičům, kde pára odevzdává hlavně své kondenzační teplo, to jest při konstantní teplotě, protože přehřátí páry bývá malé. Vzniklým kondenzátem se může opět napájet parní kotel.

Často je kondenzát znečištěn, případně se také používá jako horká voda, proto se v těchto případech veškerá napájecí voda upravuje.



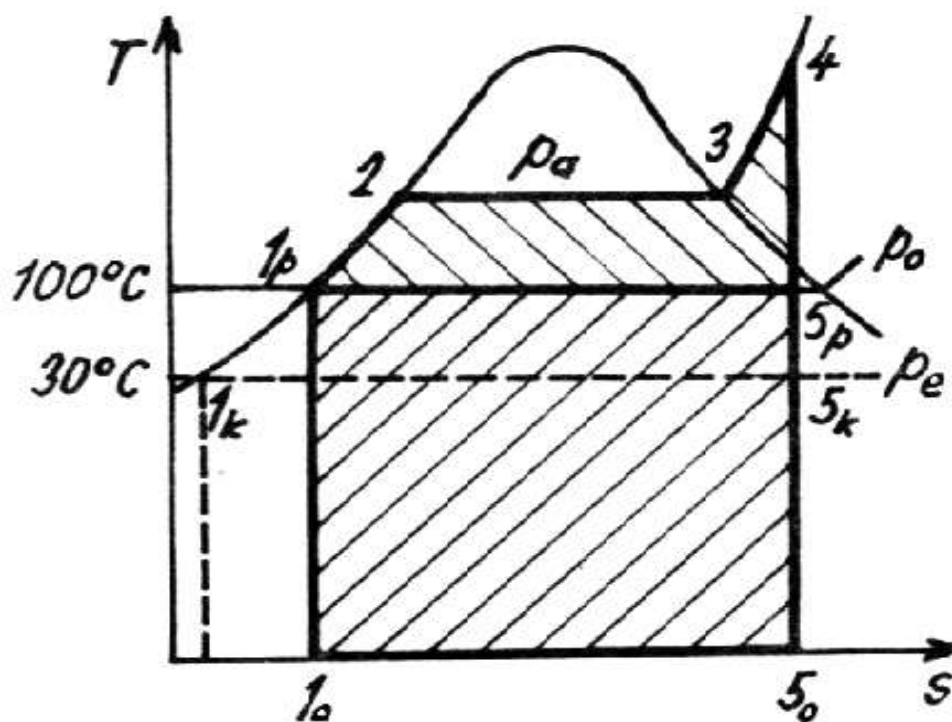
Obrázek 5.1. Schéma protitlakového oběhu [4]

Zajištění spotřeby topné páry je prvořadé, proto je do systému protitlakového zařízení (obrázek č. 5.1.) zařazena redukční stanice RV, která pracuje v těch případech, kdy spotřeba topné páry stoupne nad hltnost protitlakové turbíny, a při jejích poruchách.

Redukční stanice nejen sníží tlak vstupní páry p_a na protitlak p_o , ale současně ji též ochladí nástřikem vody na přibližně tutéž teplotu, jakou má výstupní pára z protitlakové turbíny.

Pojišťovací ventil PV chrání protitlakové potrubí proti náhodnému překročení přípustného protitlaku p_o .

6.PROTITLAKOVÝ OBĚH [4]



Obrázek 6.2. Protitlakový oběh [4]

U oběhu protitlakového, plně vytažená část (obrázek č. 6.2.), je plocha znázorňující teplo přeměněné na práci $q_e = p - p_o - p_p - p_e$.

Část tepla, využitá k přeměně na mechanickou práci, se zmenší, odpadní

teplo $q_t = 1_p - 5_p - 5_o - 1_o - 1_p$ vzroste, ale je využitelná, protože má vyšší teplotu.

V kotli přivedené teplo $q_a = 1_o - 1_p - 2 - 3 - 4 - 5_o - 1_o$, neuvažujeme-li ztráty, se rozdělí na teplo přeměněné v práci q_e a teplo k vytápění q_t

$$q_a = q_e + q_t \quad [\text{J/Ws}] \quad (1)$$

Teoretická měrná spotřeba tepla je:

$$q = \frac{1}{\eta_{lp}} \quad [\text{J/Ws}] \quad (2)$$

Ve skutečnosti musíme ovšem uvažovat ztráty, tj. účinnost kotle η_k , porovnávací a mechanickou účinnost parní turbíny η_{por} , η_m a účinnost alternátoru η_g , vlastní spotřebu a dále ztráty při přenosu tepla ke spotřebiteli.

Pro protitlakový oběh bude skutečná měrná spotřeba páry pro výrobu elektrické energie

$$m_p' = \frac{M}{P_{sv}} = \frac{1}{(i_A - i_p) * \eta_k * \eta_{por} * \eta_m} = \frac{1}{\dot{H}_{ad} * \eta_{tr} * \eta_g * \eta_{pr}} \quad [\text{kg/s}] \quad (3)$$

Skutečná měrná spotřeba tepla pro výrobu elektrické energie v protitlakovém provozu je

$$q_{el} = m_p * (i_A - i_{nv}) \quad [\text{J/Ws}] \quad (4)$$

Výhoda výroby elektrické energie v protitlakovém oběhu je však do značné míry závislá na tom, jak souběžné jsou požadavky na dodávku elektrického proudu a tepla.

Průtok páry turbínou, a tím i elektrický výkon alternátoru, je určen spotřebou topné páry.

Musí proto alternátory teplárenských protitlakových turbín pracovat do sítě, která odebírá jejich okamžitý elektrický výkon, vyplývající ze spotřeby topné páry.

Na TČA je to jinak. Máme také protitlakový systém, ale s neregulovaným odběrem. Tyto odběry jsou dokladovány v následující kapitole.

7.PROTITLAKOVÉ PARNÍ TURBÍNY NA TČA

7.1. Parametry turbín [1]

TG 3

Jmenovitý výkon na svorkách alternátoru při $\cos \varphi$ 0,8	12 000 kW
Ekonomický výkon	12 000 kW
Počet otáček turbíny	3 000 ot / min
Jmenovitý tlak na spouštěcím ventilu	3,6 MPa
Nejvyšší tlak na spouštěcím ventilu	4,15 MPa
Jmenovitá teplota páry na spoušť. ventilu	435 °C
Nejvyšší teplota páry na spoušť. ventilu	450 °C
Jmenovitý protitlak	0,12 MPa
Přestavitelnost protitlaku	0,06 - 0,2 MPa
Tlak páry neregulovaného odběru	max. 0,6 MPa
Množství neregulovaného odběru	8 t/hod
Maximální hlnost turbíny	88 t/hod
Spotřeba přídavného oleje	100 g/hod
Počet chladičů oleje	2 ks
Kritické otáčky rotoru turbíny	3850–4000 n/min
Max. teplota výfukové páry při chodu na prázdkno	200 °C
Počet regulačních ventilů	6 ks
Maximální tlak za C – kolem	2,3 MPa
Obsah olejové nádrže	5 000 l
Normální tlak mazacího oleje	0,2 MPa
Minimální tlak mazacího oleje	0,15 MPa
Provozní tlak regulačního oleje	0,58 MPa
Minimální tlak regulačního oleje	0,5 MPa
Provozní tlak pojistkového oleje	0,28 MPa
Minimální tlak pojistkového oleje	0,22 MPa

TG 4

Jmenovitý výkon na svorkách alternátoru při $\cos \varphi$ 0,8	12 000 kW
Ekonomický výkon	12 000 kW
Počet otáček turbíny	3 000 ot / min
Jmenovitý tlak na spouštěcím ventilu	3,6 MPa
Nejvyšší tlak na spouštěcím ventilu	4,15 MPa
Jmenovitá teplota páry na spoušť.ventilu	435 °C
Nejvyšší teplota páry na spoušť.ventilu	450 °C
Jmenovitý protitlak	0,25 MPa
Přestavitelnost protitlaku	0,08 - 0,25 MPa
Tlak páry neregulovaného odběru	max.0,6 MPa
Množství neregulovaného odběru	max.8 t/hod
Maximální hlnost turbíny	90 t/hod
Maximální hlnost turbíny s nereg.odběrem	98 t/hod
Spotřeba přídavného oleje	100 g/hod
Počet chladičů oleje	2 ks
Kritické otáčky rotoru turbíny	3850–4000 n/min
Max.teplota výfukové páry při chodu na prázdko	200 °C
Počet regulačních ventilů	6 ks
Maximální tlak za C – kolem	2,3 MPa
Obsah olejové nádrže	5 000 /
Normální tlak mazacího oleje	0,2 MPa
Minimální tlak mazacího oleje	0,15 MPa
Provozní tlak regulačního oleje	0,58 MPa
Minimální tlak regulačního oleje	0,5 MPa
Provozní tlak pojistkového oleje	0,28 MPa
Minimální tlak pojistkového oleje	0,22 Mpa

8. POPIS TURBÍNY [1]

Turbína je jednotělesová s Curtisovým kolem jako regulačním stupněm a s přetlakovou částí. Je opatřena neregulovaným odběrem páry, který je vyveden za 10. stupněm s maximálním odběrem 8 t/hod.

Směr otáčení rotoru je ve směru pohybu hodinových ručiček, díváme-li se v ose turbíny ke generátoru.

Stator je proveden (odlit) ze speciální oceli a je dělen horizontální rovinou. Uložení statoru dovoluje volné roztahování teplem. Rotor je vykován ze speciální oceli, lopatkování je provedeno s výztuží bez bandáže až na regulační stupeň. Lopatky jsou vyrobeny ze speciální legované oceli. Rotor je uložen ve dvou radiálních ložiscích s tlakovým mazáním a osová síla je zachycena oboustranným axiálním ložiskem. Rotor je staticky i dynamicky vyvážen a jeho kritické otáčky jsou cca o 30 % vyšší než provozní. Ucpávky jsou labyrintové, více-břítové. Dýzové regulační ventily jsou uloženy ve ventilové skříni a spřaženy na společném příčnicku, který je ovládán servomotorem umístěným na víku ložiskového stojanu.

Turbína je opatřena natáčecím zařízením s převodem, které se uvádí do provozu před najížděním turbíny k promazání ložisek a po jejím odstavení (po doběhu rotoru) za účelem rovnoměrného vychlazení, a tím k zamezení prohnutí rotoru.

Spouštění nebo odstavení stroje se děje pomocí spouštěcího rychlouzavíracího ventilu.

Pára je na vstupu do turbíny přiváděna 6 dýzovými (regulačními) ventily na Curtisovo kolo.

Z bezpečnostních důvodů jsou na turbíně instalovány dva mechanické pojistné regulátory a další dva elektronické.

Na soustrojí jsou ještě další bezpečnostní prvky - olejový vypínač, obousměrná pojistka osového posuvu rotoru, pojistka tlaku, která má za úkol nepřipustit zvýšení tlaku páry v potrubí nad horní mez, požární šoupátko, ochrana elektrickým impulsem, která vypíná olejový vypínač, a tím uzavře přívod páry do turbíny v případě, když zapůsobí některá z ochran generátoru.

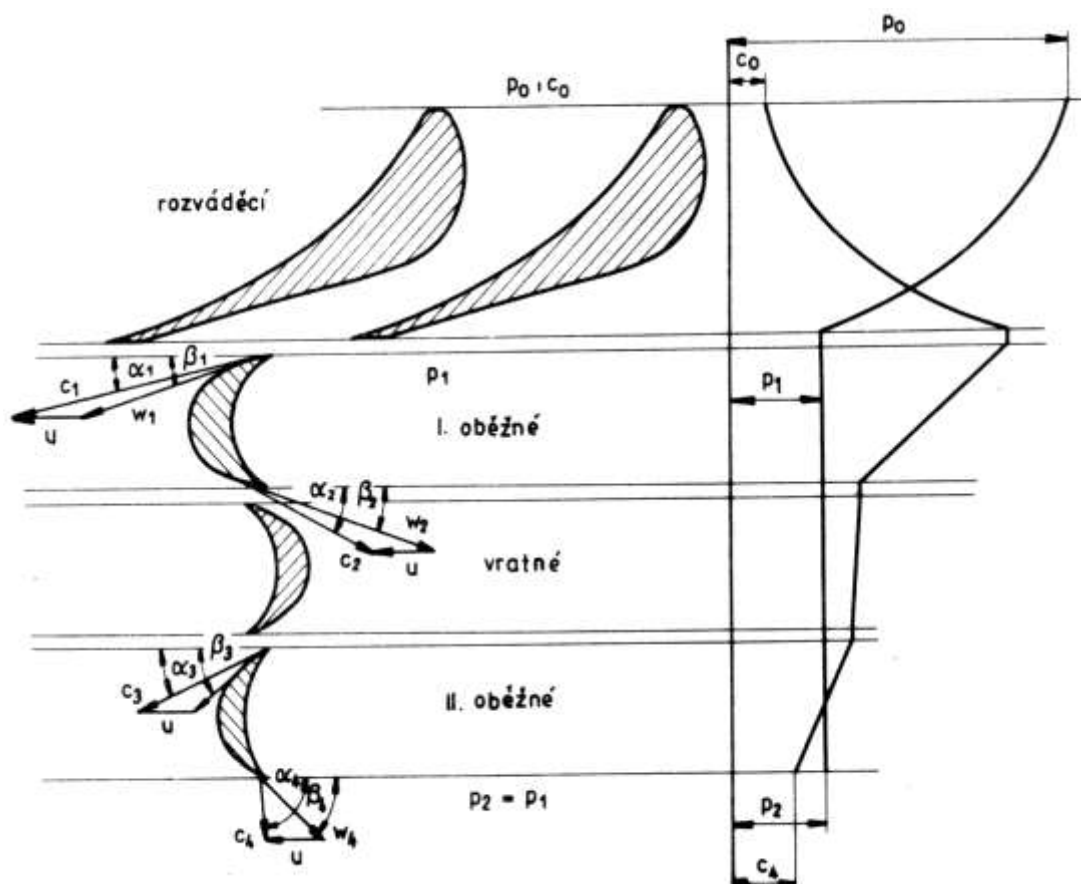
8.1. Curtisův stupeň [3, 4, 5, 7]

Curtisovo kolo je vlastně rovnotlaký stupeň, u kterého můžeme zpracovat tepelný spád asi do 500 Kj/kg.

V Curtisově stupni probíhá expanze pouze v rozváděcí lopatkové řadě. V tomto stupni lze zpracovat podstatně větší tepelný spád než v akčním nebo reakčním stupni. Je toho dosaženo tím, že poměrně značnou výstupní rychlost c_1 z první oběžné mříže zachytí pevná vratná mříž, obrátí ji do vhodného směru, takže v další oběžné mříži ještě odevzdá část své kinetické energie.

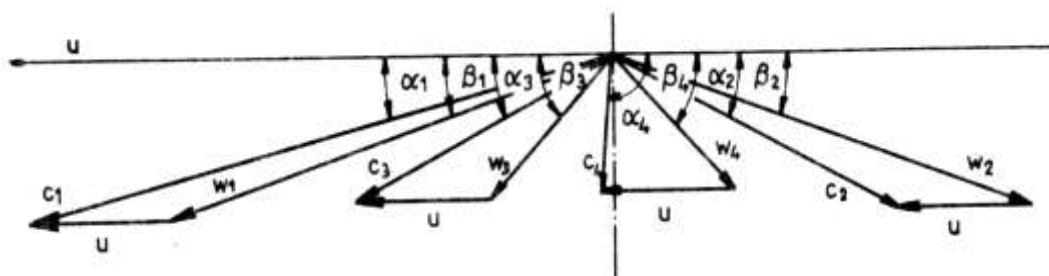
Curtisova stupně je využito jako regulačního stupně. Jeho výhodou je v tomto případě větší zpracovaný tepelný spád než při použití akčního stupně, a tudíž výraznější snížení tlaku a teploty páry před vstupem do skříně turbíny. A tím menší namáhání skříně turbíny. Nevýhodou je nižší účinnost Curtisova stupně.

Rozvinutý válcový řez lopatkováním Curtisova stupně je znázorněn na obrázku č. 8.3., kde je rovněž naznačen průběh tlaků a rychlostí lopatkováním.



Obrázek 8.3. Rozvinutý válcový řez lopatkováním Curtisova kola [5]

Rychlostní trojúhelník pro dvouvěncové Curtisovo kolo s vratnými lopatkami je znázorněno na obrázku č. 8.4. Pára s vysokou rychlostí vystupuje z prvního věnce pod úhlem α_2 na vratnou mříž, kterou je obrácena do směru α_3 . Pod tímto úhlem proudí pára do druhé mříže oběžných lopatek, upevněných na téměř oběžném kole. Absolutní výstupní rychlost páry z Curtisova stupně je malá, výstupní úhel blízký 90° a také ztráta výstupní rychlostí je přijatelná.



Obrázek 8.4. Rychlostní trojúhelníky Curtisova kola [5]

Poměr obvodové rychlosti ke vstupní je:

$$\left\langle \frac{u}{c_1} \right\rangle_{opt} \cong \frac{\cos \alpha}{4} \quad [1] \quad (5)$$

Protože vhodný vstupní úhel $\alpha_1 \cong 12$ až 16° , můžeme psát přibližně pro Curtisovo kolo se 2 řadami oběžných lopatek, tedy dvouvěncové

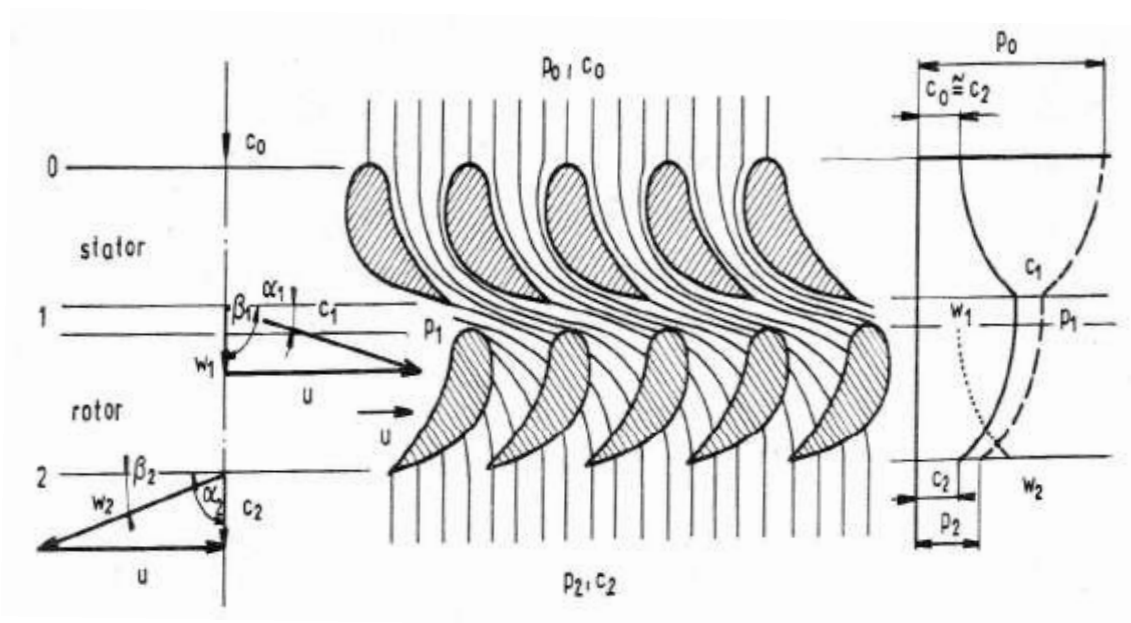
$$\left\langle \frac{u}{c_1} \right\rangle_{opt} \cong \frac{1}{4} \quad [1] \quad (6)$$

8.2. Přetlakový (reakční) stupeň [3, 4, 5, 7]

Expanze u přetlakových stupňů, což je transformace tlakové energie na kinetickou, která je popsána v i-s diagramu (obrázek č. 8.6.), probíhá jak ve statoru, tak i v rotoru. U těchto stupňů pára prodělává asi polovinu expanze v oběžné mříži. Tlak páry je tedy před oběžnou mříží vyšší než za ní, což je patrné z obrázku č. 8.5., kde je popsán rozvinutý válcový řez lopatkováním, rychlostní trojúhelníky a změna tlaku páry. Jestliže stejný tepelný spád zpracuje rozváděcí i oběžná lopatková mříž, je stupeň částečné reakce definovaný

$$R = \frac{\Delta}{\Delta + \Delta} \quad [1] \quad (7)$$

Lopatkování přetlakových stupňů je lopatkování zadních stupňů turbíny, nevyužívá se jako první stupeň. Profily lopatek přetlakových stupňů jsou přibližně stejné u rotoru i statoru. Rozváděcí lopatky jsou zabudovány přímo do skříňe, která nese 31 řad rozváděcích lopatek. Oběžné lopatky jsou umístěny přímo na rotoru zvětšujícího se průměru, takže rozváděcí a oběžná lopatková mříž následují těsně za sebou.



Obrázek 8.5. Rozvinutý válcový řez lopatkováním přetlakového stupně [5]

Absolutní přívodní rychlost do přetlakového stupně c_0 stoupne v rozváděcí mříži na c_1 a relativní w_1 v oběžné mříži na w_2 .

Je zde tedy stálá expanze. Rozváděcí mříží zpracovaný spád i_r urychlí páru z přívodní rychlosti c_0 na výstupní rychlost c_1 .

$$i_r = \frac{1}{2} * (c_1^2 - c_0^2), \quad [\text{J/kg}] \quad (8)$$

V oběžné mříži stoupne vstupní rychlost w_1 vlivem expanze na výstupní w_2 a zpracovaný tepelný spád

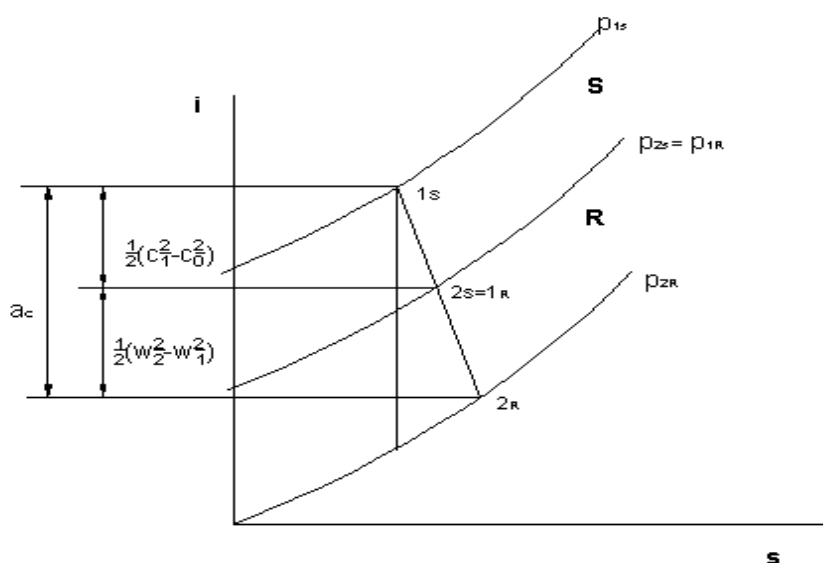
$$i_0 = \frac{1}{2} * (w_2^2 - w_1^2). \quad [\text{J/kg}] \quad (9)$$

Pak celkový stupněm zpracovaný tepelný spád je

$$i_{r+1} = \frac{1}{2} \cdot (c_1^2 - c_0^2 + v_2^2 - v_1^2). \quad [\text{J/kg}] \quad (10)$$

Pro vykonanou práci na obvodu stupně pro 1 kg protékající páry platí

$$\Delta i_c = i_c = \frac{v_1^2 - v_0^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad [\text{J/kg}] \quad (11)$$



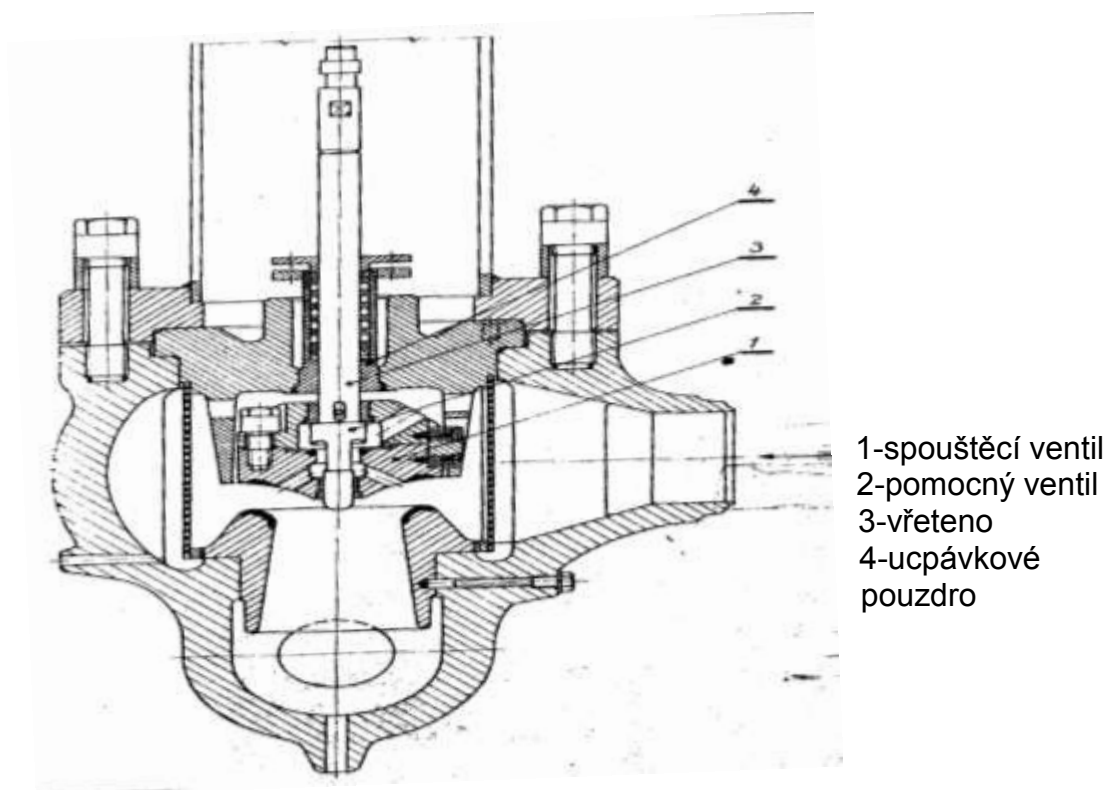
Obrázek 8.6. i-s diagram přetlakového stupně

8.3. Spouštěcí ventily [1]

Spouštěcí ventil, který je zobrazen na obrázku č. 8.7., je jedno-sedlý, talířový s pomocným ventilem, který je dimenzován na množství páry, potřebné pro běh turbíny naprázdno. Při spouštění je otevírán jako první pomocný ventil, který propustí dostatečné množství páry pro dosažení 2850 ot/min, při kterých zabírá regulace. Rychlostní regulátor uzavře regulační ventily, vyrovná se tlak páry před a za spouštěcím ventilem. Při vyrovnaných tlacích lze již snadno otevřít hlavní ventil.

Vřeteno spouštěcího ventilu je vedeno ucpávkovým pouzdrem, ve kterém jsou uloženy těsnící kroužky. Materiály vřetene i pouzdra jsou voleny tak, aby za každých provozních podmínek byl spouštěcí ventil lehce pohyblivý a zamezovalo se úniku páry do okolí.

Pohon spouštěcího ventilu je hydraulický. Ventil se otevírá tlakem regulačního oleje na píst servomotoru. Uzavírá se tlakem pružiny automaticky vždy, jakmile poklesne tlak regulačního oleje pod pístem. Otevírat spouštěcí ventil se musí pozvolně, aby píst stačil sledovat pohyb vřetena. V případě rychlého otevírání se oddělí od vřetena a vzniklou mezerou propustí tlakový olej do odpadu a pružina ventil uzavře.



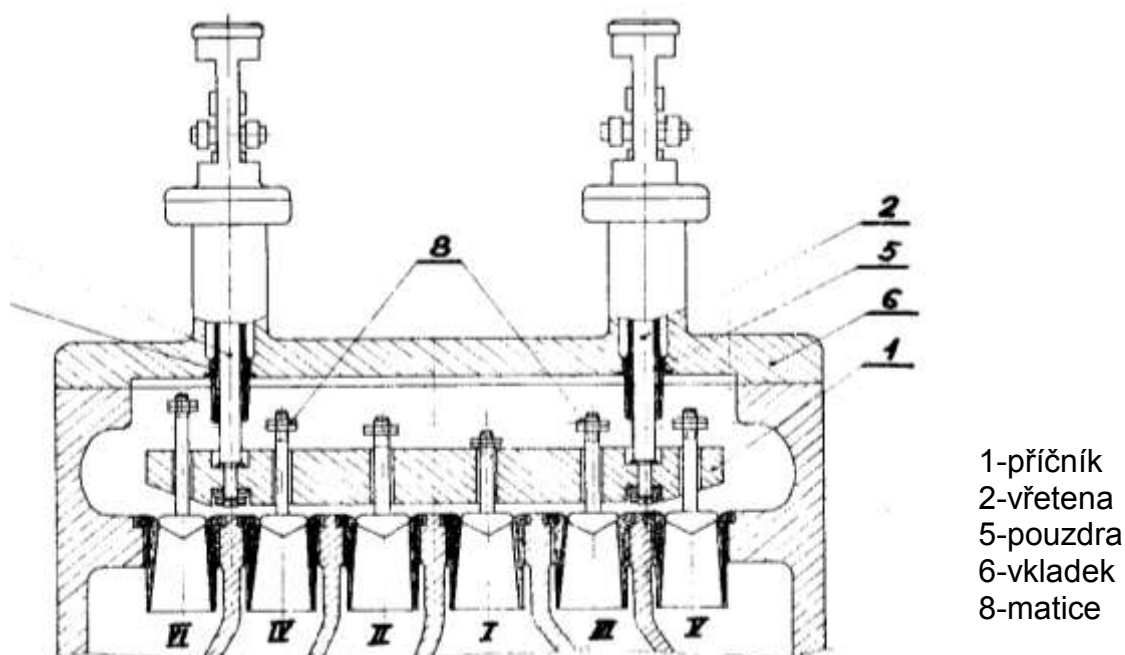
Obrázek 8.7. Spouštěcí ventil [1]

8.4. Regulační ventily [1]

Regulační ventily (obrázek č. 8.8.) jsou provedeny jako dýzové. Při uzavření jsou přitlačovány do sedel difusorů vlastní vahou a tlakem páry. Dříky ventilů prochází otvory v příčnicku, který je zvedán dvěma vřeteny spojenými pákou. Tato je ovládána táhlem, které je spojeno s pístnicí pracovního pístu servomotoru.

Vřetena jsou vedena v Lenzových pouzdrech. Vůle mezi pouzdry a vřeteny jsou voleny tak, aby zamezila úniku páry do okolí. Unikání páry do atmosféry je zabráněno ucpávkami.

Zdvihy ventilů jsou nastaveny maticemi. Vzdálenost mezi maticemi a příčnickem jsou voleny tak, že následující ventil začíná otevírat až tehdy, když předcházející dosáhl svého využitého zdvihu.



Obrázek 8.8. Regulační ventily [1]

8.4.1. Nastavení regulačních ventilů [1]

Regulační ventily jsou nastaveny po osazení na dýzová sedla a vymezení příčnicku od skříně je provedeno podložkami o síle 40 mm.

Pořadí otevírání ventilů :	VI	IV	II	I	III	V
Nastavení rozteče v mm:	63	41	19	8	30	52

Nastavení ventilů je při pohledu na příčník ve směru proudění páry tělesem.

8.4.2. Pohon regulačních ventilů [1]

Pohon regulačních ventilů je proveden servomotorem, který je umístěn na víku předního ložiskového stojanu.

V tělese servomotoru je umístěn pracovní píst, který je ovládán tlakovým

olejem z rozvodného pouzdra. Přijímač rychlostních impulsů je hydraulicky vázán s pístem, který je pevně spojen s rozvodným pouzdrům. Na pístek působí pracovní olej, jehož síla je vyvážena pružinou. Pracovní píst je spojen s pístnicí, na níž je upevněna objímka, unášející kulisu a signalizační narážku. Páka přenáší pohyb kulisy na vratné šoupátko. Ve spodní části tělesa servomotoru je umístěn píst akumulátoru, zvedaný dvěma stavitelnými pružinami.

Pracovní olej je přiváděn do spodní části tělesa nad píst akumulátoru a dále do rozvodového pouzdra. Při zvýšení výkonu se tlak impulsního oleje zvýší a tím se přijímač rychlostních impulsů pohybuje směrem dolů bezprostředně následován pístem, s nímž je hydraulicky vázán. Rozvodové pouzdro, spojené s pístem, přepustí pracovní olej nad píst, který se pak pohybuje směrem dolů a unáší s sebou objímku a na ní upevněnou kulisu. Páka přitlačována pružinou sleduje jedním ramenem profil kulisy a druhým ovládá zpětný pohyb vratného šoupátka, které zamezí dalšímu přepouštění oleje nad píst.

Při snížení výkonu poklesne tlak impulsního oleje a pochod je opačný.

Při náhlé potřebě otevření nebo uzavření regulačních ventilů vyrovnává akumulátor okamžitý úbytek oleje tak, že píst vytlačí část oleje z prostoru akumulátoru, kde je shromažďován.

Při ztrátě tlaku oleje pohybuje se píst tlačěn pružinami tak, že narazí na spodní část pístnice, kterou unáší s sebou a uzavře tak regulační ventily.

8.5. Regulace turbíny [1]

Regulace turbíny je řízená elektrohydraulickým regulačním systémem WOODWARD 505, který je umístěn v čelním panelu skříně zabezpečovacího zařízení (ZZ). Hydraulický servomotor vysokotlakých regulačních parních ventilů je přestavován prostřednictvím převodníku WOODWARD, který ladí tlak impulsního oleje na základě vstupního signálu 4 – 20 mA z elektronického regulátoru 505. Převodník WOODWARD CPC je umístěn v regulačním stojanu.

Ovládání regulace je možné z čelního panelu regulátoru WOODWARD 505, který se nachází u turbosoustrojí, regulaci výkonu a protitlaku na PC z operátorského pracoviště tepelného velínu. Při fázování je ovládání možné s

elektrovelínu.

Rozvod je proveden tak, že je možno regulovat výkon buď při stálých otáčkách, přičemž množství odebírané protitlakové páry je závislé na výkonu nebo množství páry při konstantním protitlaku a výkon je pak závislý na tomto množství.

Regulaci protitlaku je možno provozovat pouze tehdy, pracuje-li turbína na elektrickou síť, neboť otáčky alternátoru a tím i turbíny jsou udržovány kmitočtem elektrického proudu sítě.

8.6. Pojistné regulátory [1]

Jsou dva mechanické a dva elektronické, aby v případě selhání mechanických pojistných regulátorů nemohlo dojít k překročení povolených otáček stroje.

Mechanické pojistné regulátory jsou namontovány na přední části turbínového hřídele. Slouží k odstavení soustrojí při překročení max. přípustných otáček rotoru. Při překročení otáček o 9 – 12 % přemůže odstředivá síla v pouzdře čepu tlak pružiny, čep se vysune, přičemž narazí na páku olejového vypínače, který stroj vypne uzavřením spouštěcího ventilu a regulačních ventilů. Oba pojistné regulátory jsou opatřeny ukazateli polohy, aby bylo patrné, který z nich zapůsobil. Vrácení ukazatelů do zpětné polohy je možné až po poklesu otáček pod jmenovitou hodnotu.

Elektronický hlídač otáček je zapojený v systému regulace Woodward a je nastaven na 12% jmenovitých otáček.

Další elektronický hlídač otáček je zapojen paralelně na ukazateli otáček na panelu tepelného velínu a je nastaven na 11% jmenovitých otáček.

8.7. Olejový systém [1]

Podmínkou bezpečného provozu soustrojí je dokonalá bezpečnost všech spojů olejového potrubí a čistota veškerých částí a potrubí.

Olejový systém se skládá z olejové nádrže, olejových čerpadel, chladičů oleje s filtry, olejového potrubního rozvodu, clon, škrticích ventilů a pojistného ventilu. Olejový systém zabezpečuje dodávku oleje pro mazání a chlazení

ložisek turbíny, převodovky a generátoru a oleje pro regulaci.

V systému jsou 2 hlavní olejová čerpadla, která zabezpečují dostatečný tlak a množství oleje pro provoz turbosoustrojí, pomocné parní olejové čerpadlo, které dodává olej při mimořádných stavech turbíny, a nouzové olejové čerpadlo, které se automaticky spouští při poklesu tlaku mazacího oleje. Nouzové olejové čerpadlo slouží pouze pro zajištění mazacího oleje pro nouzový doběh soustrojí, aby nedošlo k zadření ložisek.

9.ZAPOJENÍ PROTITLAKOVÝCH TURBÍN TČA

9.1. Parní síť [8, 9]

K výrobě páry slouží na kotelně čtyři parní kotle – K1, K2 a K6, K7, o jmenovitém parním výkonu každého kotle 75 t/h.

Kotel K1 a K2 je jednobubnový, dvojtahový doplněn malým bubnem (čističem páry) s přirozenou cirkulací kotelní vody. Kotel K6 a K7 je jednobubnový, dvoutahový s přirozenou cirkulací kotelní vody.

Přehřátá pára z výstupních komor kotlů, jejíž parametry jsou uvedeny v tabulce č. 9.1., je vyvedena do výstupního parovodu kotle opatřeného hlavním parním uzávěrem a pojišťovací armaturou. Kotle jsou propojeny parovody na společnou parní síť přes VTRP.

	K 1, K 2	K 6, K 7
Pracovní přetlak přehřáté páry	3,8 MPa	3,8 MPa
Nejvyšší přetlak přehřáté páry	4,41 MPa	4,15 MPa
Pracovní teplota přehřáté páry	450 (-15, +10) °C	450 (-15, +10) °C
Nejvyšší teplota přehřáté páry	460 °C	460 °C

tabulka 9.1. Parametry přehřáté páry

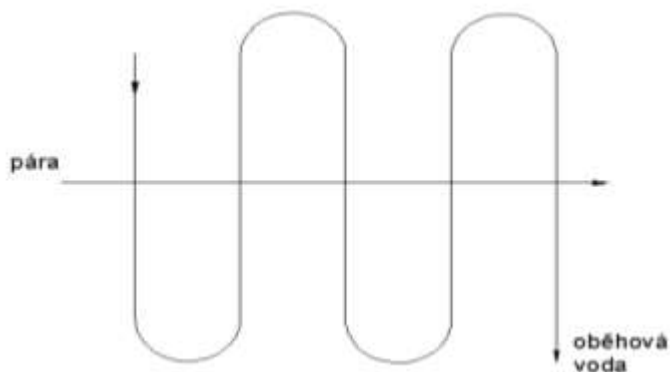
9.2. Výměníky tepla [2, 6]

Výměníky tepla jsou zařízení, která složí k průběžnému nebo přerušovanému předávání tepelné energie pomocí proudících teplotnosných médií.

Výměníky tepla na TČA (ZO, ŠO, VTO) jsou rekuperační, tj. obě média, ohřívající i ohřívané, jsou oddělena nepropustnou stěnou, se změnou

skupenství jedné teplotní látky, kdy teplejší médium v parní fázi se sráží v kapalnou fázi – kondenzát. Tudíž se jedná o kondenzátory.

Z hlediska vzájemného směru a smyslu proudění obou teplotních médií jsou tyto kondenzátory křížové (obrázek č. 9.9.). Osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90°.

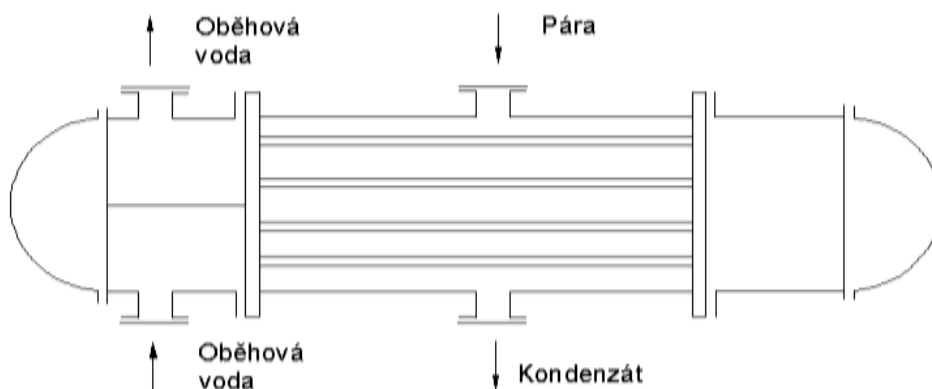


Obrázek 9.9. Směr a smysl proudění v křížovém kondenzátoru

Výměníky tepla ZO, ŠO3, ŠO4 a VTO jsou horizontální (ležaté), ŠO1 a ŠO2 jsou vertikální (stojeté).

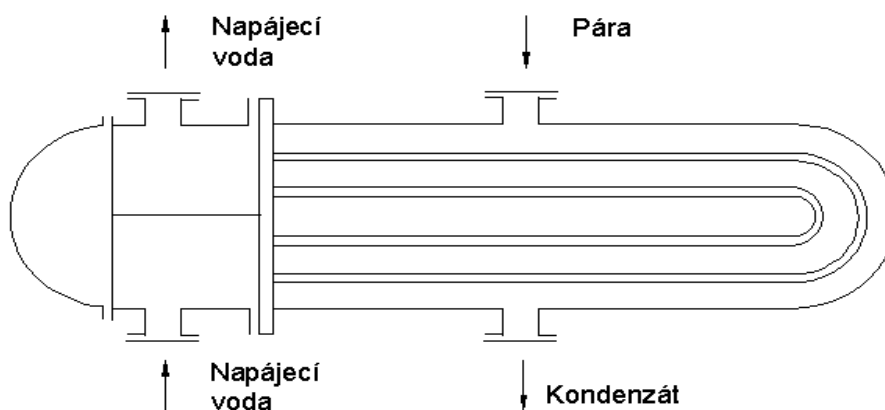
Výměníky tepla ZO3 (obrázek č. 9.10.) se skládá z vnějšího pláště s dvěma přivařenými trubkovnicemi, do nichž jsou zaválcovány trubky. Těleso má dvě víka, která se k trubkovnicím připevňují šrouby. Přední víko, na které je napojený vstup a výstup oběhové vody, je dělené.

Výměník tepla ZO4 se liší pouze v dělení vík. Vstup oběhové vody je z jedné strany a výstup z druhé. Tudíž zadní víko je děleno na dvě komory – průběžnou a výstupní.



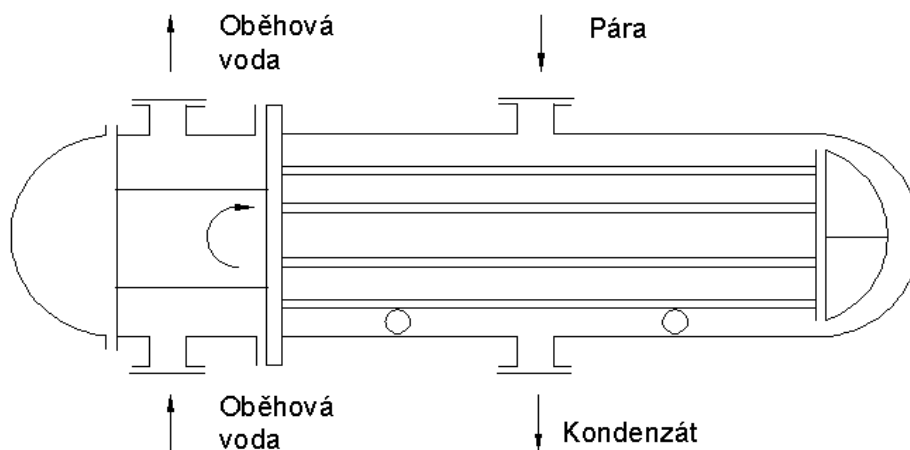
Obrázek 9.10. Výměník tepla ZO

Výměníky tepla VTO (obrázek č. 9.11.) je rekuperační výměník s U-trubicemi. Skládá se z vnějšího pláště s jednou přivařenou trubkovnicí, do které jsou zaválcovány trubky. Těleso má jedno víko připevněno k trubkovnici šrouby. Toto víko je dělené na vstupní a výstupní komoru.



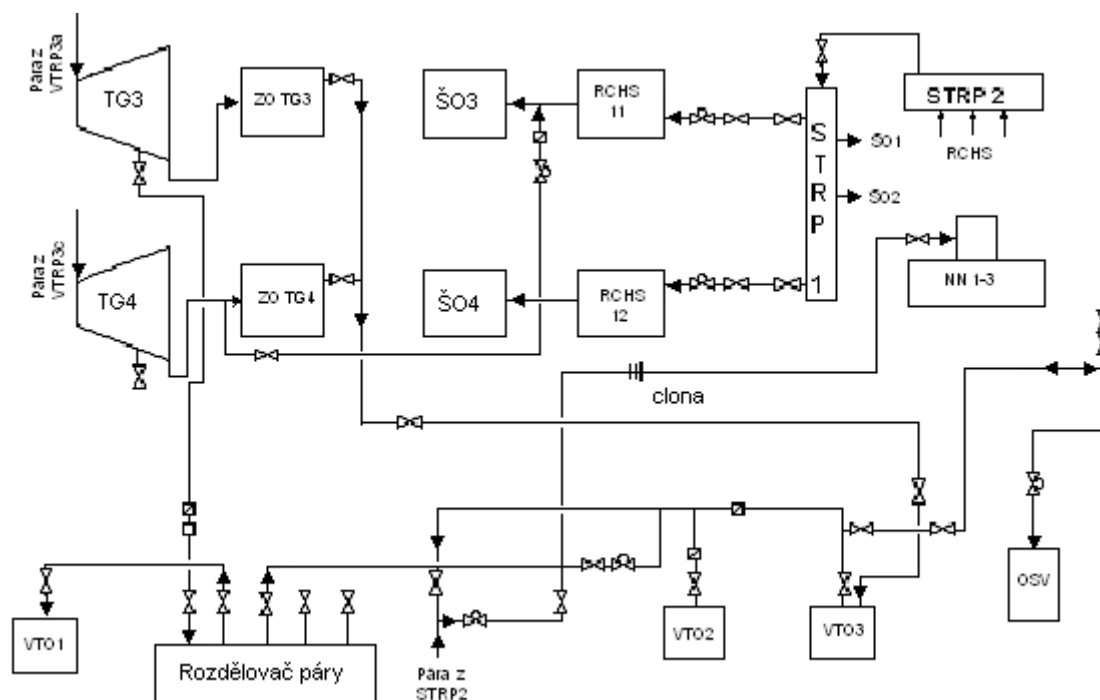
Obrázek 9.11. Výměník tepla VTO

Výměníky tepla ŠO (obrázek č. 9.12.) jsou tvořeny z vnějšího pláště s jednou trubkovnicí, do které jsou zaválcovány trubky. Těleso má jedno víko připevněno k trubkovnici šrouby. Toto víko je dělené na tři komory: vstupní, dělicí a výstupní. Druhá trubkovnice, do které jsou také zaválcovány trubky, je umístěna uvnitř válcové nádoby a spolu s děleným víkem, které je na ni uchyceno, tvoří plovoucí dno, tj. druhá trubkovnice není připevněna k plášti výměníku, nýbrž je s víkem volně ložená uvnitř výměníku.



Obrázek 9.12. Výměník tepla ŠO

9.3. Zapojení před rekonstrukcí



Obrázek 9.13. Schéma zapojení před rekonstrukcí

Z kotelny je pára přivedena vysokotlakým parním potrubím na VTRP. Pára z K6 je vedena na VTRP3a, z K7 na VTRP3c. Z K1 a K2 na VTRP1, odkud dále proudí buď na RCHS10, VTRP2 nebo VTRP3b. Z VTRP2 je možno napájet RCHS8 a RCHS9. Z VTRP3b lze páru dopravit na VTRP3c a VTRP3a.

Z RCHS8,9,10 je napojen STRP2, z něhož proudí pára pro vlastní spotřebu a na STRP1. Z STRP1 je možno napájet ŠO1, ŠO2, které jsou v okruhu topné vody pro město Karviná, expandér, RCHS11 a RCHS12, které slouží pro přívod redukované páry na ŠO3 a ŠO4.

Z VTRP3a proudí pára na TG3, z VTRP3b na TG4.

Výstupní pára z turbíny je odváděna přes hrdlo do základních ohříváků TG3 a TG4, kde je využívána k ohřevu oběhové vody pro město Karviná. Z hrdla TG3 a TG4 je vyvedeno odvodušení pro snížení vzniklého protitlaku, který je proměnný v závislosti na výkonu a množství protékající vody základním ohřívákem.

Pára z odvzdušnění se využívá pro ohřev napájecí vody kotlů ve

vysokotlakém ohříváku vody (dále VTO) nebo pro ohřev surové vody ve vodním hospodářství.

Zbytková pára z turbíny TG4 je využívána nejen v ZO, ale rovněž přes propoj k ohřevu vody v ŠO3, který je v okruhu topné vody nové výměňkové stanice pro město Havířov.

Pára z neregulovaného odběru TG3 je vyvedena na odběrový rozdělovač páry, odkud se může dále využívat pro ohřev napájecí vody ve VTO, ohřev surové vody nebo jako pára pro odplynění změkčené vody v odplyňovačích, které jsou součástí napájecích nádrží.

V příloze č. 1 je uvedeno schéma zapojení turbogenerátorů na parní síť před rekonstrukcí, které je rovněž znázorněno na obrázku č. 9.13.

9.4. Zapojení po rekonstrukci

Z kotelny je pára přivedena vysokotlakým parním potrubím na VTRP. Pára z K6 je vedena na VTRP3a, z K7 na VTRP3c. Z K1 a K2 na VTRP1, odkud dále proudí buď na RCHS10, VTRP2 nebo VTRP3b. Z VTRP2 je možno napájet RCHS8 a RCHS9. Z VTRP3b lze páru dopravit na VTRP3c a VTRP3a.

Z RCHS8,9,10 je napojen STRP2, z něhož proudí pára pro vlastní spotřebu, a na STRP1. Z STRP1 je možno napájet ŠO1, ŠO2, které jsou v okruhu topné vody pro město Karviná, expandér, RCHS11 a RCHS12, které slouží pro přívod redukované páry na ŠO3 a ŠO4.

Z VTRP3a proudí pára na TG3, z VTRP3b na TG4.

Výstupní pára z turbíny je odváděna přes hrdlo do základních ohříváků TG3 a TG4, kde je využívána k ohřevu oběhové vody pro město Karviná. Z hrdla TG3 a TG4 je vyvedeno odvodušnění pro snížení vzniklého protitlaku, který je proměnný v závislosti na výkonu a množství protékající vody základním ohřívákem.

Pára z odvodušnění se využívá pro ohřev napájecí vody kotlů ve vysokotlakém ohříváku vody (dále VTO) nebo pro ohřev surové vody ve vodním hospodářství.

Zbytková pára z turbíny TG4 je využívána nejen v ZO, ale rovněž přes propoj

k ohřevu vody v ŠO3, který je v okruhu topné vody nové výměňkové stanice pro město Havířov. Z tohoto propoje bylo nově vyvedeno další potrubí, které slouží pro přívod páry pro odplynění změkčené vody v odplyňovačích, které jsou součástí napájecích nádrží.

Pára z neregulovaných odběrů TG3 a nově i z TG4, které jsou vyvedeny za desátým přetlakovým stupněm turbíny, je napojena do odběrového rozdělovače páry. Odtud dále proudí, nově zhotoveným parním potrubím, do vstupního potrubí ŠO4, který je v okruhu topné vody nové výměňkové stanice pro město Havířov.

Páru z odběrového rozdělovače je možno ještě využívat pro ohřev napájecí vody ve VTO, ohřev surové vody nebo jako pára pro odplynění změkčené vody v odplyňovačích.

V příloze č. 2 je uvedeno schéma zapojení turbogenerátorů na parní síť po rekonstrukci.

10.REKONSTRUKCE [10]

Rekonstrukce si klade za cíl navýšení výroby elektrické energie na TČA jednoduchými úpravami v technologii. Tyto úpravy zvýší účinnost (využití páry pro odplynění) a umožní využitím odběrů zvýšit elektrický výkon a převést část tepelného výkonu do SCZT Havířov účinnější tepelnou přeměnou, než bylo doposud ze středotlaké redukované páry.

10.1. Odplynění napájecí vody [10]

Spočívalo ve zhotovení propojovacího parního potrubí mezi TG4 – ŠO3 a napájecími nádržemi. Přívodní potrubí je opatřeno elektrickou uzavírací armaturou a elektrickou regulační elektroarmaturou. Do potrubí byla namontována měřicí clona.

Regulace provedena na konstantní tlak v rozsahu 0,12 – 0,15 MPa. Žádané hodnoty tlaku jsou zadávány operátorem. Parametry páry jsou uvedeny v tabulce č. 10.2.

Tlak	0,15 ÷ 0,23 MPa
Teplota	150 ÷ 170°C
množství	0 ÷ 10 t/h

tabulka 10.2. Parametry páry z propoje TG 4 - ŠO 3

10.2. Využití páry z TG 3 a 4 pro ŠO4 [10]

Spočívalo v uvedení do provozu, do toho času zatím nenapojeného, neregulovaného odběru páry z turbogenerátoru TG4 a ve zhotovení propojovacího parního potrubí mezi rozdělovačem odběrové páry a vstupním potrubím ŠO4. Tohoto potrubí je využíváno k přívodu páry z odběrů turbín do vstupního potrubí ŠO4. Součástí těchto úprav je montáž zpětných klap, regulačních elektroarmatur a měřicích clon.

Regulace byla původně nastavena na konstantní množství 0 – 8 t/h, při minimálním tlaku 0,4 MPa. Žádané hodnoty byly zadávány operátorem (parametry páry jsou v tabulce č. 10.3.). Při tomto způsobu regulace docházelo k rozkmitání jak diferenčních teplot oběhové vody, tak hladiny kondenzátu v ŠO4. Proto byla regulace nastavena na udržování konstantní zadané hodnoty difference teploty oběhové vody na vstupu a výstupu ŠO4. V případě dosažení maximální diferenční teploty Δt na ŠO4 dochází k automatickému uzavření odběru.

	Parametry odběrové páry z turbín	Parametry páry pro ŠO4 z odběrů
tlak	0,4 ÷ 1,2 MPa	1MPa
teplota	260 ÷ 320°C	260 ÷ 320°C
množství	0 ÷ 8 t/h	0 ÷ 16 t/h

tabulka 10.3. Parametry odběrové páry

11. ENERGETICKÉ VYHODNOCENÍ REKONSTRUKCE

Z ideálních hodnot páry odečtených z i-s diagramu, případně z tabulek, provádíme výpočet účinnosti přímé:

a) bez provozovaného odběru

$$\eta_{\text{r}} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_A * (i_A - i_E)} \quad [1] \quad (12)$$

b) s provozovaným odběrem

$$\eta_{\text{r}} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_A * (i_A - i_O) + \dot{m}_A - \dot{m}_O * (i_O - i_E)} \quad [1] \quad (13)$$

Poměr ideálních hodnot páry odečtených z i-s diagramu a skutečných hodnot naměřených při provozu turbogenerátor nám udává účinnosti porovnávací:

a) bez provozovaného odběru

$$\eta_{\text{r, vr}} = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_E)}{\dot{m}_A * (i_A - i_{Eie})} \quad [1] \quad (14)$$

b) s provozovaným odběrem

$$\eta_{\text{r, vr}} = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_O) + \dot{m}_A - \dot{m}_O * (i_O - i_E)}{\dot{m}_A * (i_A - i_{Eie}) + \dot{m}_A - \dot{m}_O * (i_{Oie} - i_{Eie})} \quad [1] \quad (15)$$

Měrná spotřeba energie se vypočte jako převrácená hodnota účinnosti přímé:

a) bez provozovaného odběru

$$C = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_E)}{P_{el}} \quad [\text{J/W.s}] \quad (16)$$

b) s provozovaným odběrem

$$C = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_O) + \dot{m}_A - \dot{m}_O * (i_O - i_E)}{P_{el}} \quad [\text{J/W.s}] \quad (17)$$

Celková účinnost centrály, která je složena z výrobního zařízení TG3-4, ŠO3-4 a ZO3-4, se vypočte ze vztahů:

a) bez provozovaného odběru

$$\eta = \frac{P_{el.} + i_1' * (i_{vyj.} - i_{s.}) + i_2' * (i_{vyj.} - i_{s.}) + i_3' * (i_{vyj.} - i_{s.}) + i_4' * (i_{vyj.} - i_{s.})}{m_5' * i_{TG3} + i_6' * i_{TG4} + i_7' * i_{SO4}} \quad [1] \quad (18)$$

b) s provozovaným odběrem

$$\eta = \frac{P_{el.} + i_1' * (i_{vyj.} - i_{s.}) + i_2' * (i_{vyj.} - i_{s.}) + i_3' * (i_{vyj.} - i_{s.}) + i_4' * (i_{vyj.} - i_{s.})}{m_5' * i_{TG3} + i_6' * i_{TG4}} \quad [1] \quad (19)$$

Hodnoty veličin, důležitých pro uvedené výpočty, jsou uvedeny v tabulkách č. 11.4. - 11.9.

11.1. TG 3

• Bez provozovaného odběru

Parametry páry		
Vstupní	Odběrové	Výstupní
$p_A=3,8 \text{ MPa}$	x	$p_E=0,15 \text{ MPa}$
$m_A'=22,2 \text{ kg/s}$	x	$m_E'=22,2 \text{ kg/s}$
$t_A=445 \text{ °C}$	x	$t_E=140 \text{ °C}$
$i_A=3\,320\,900 \text{ J/kg}$	x	$i_E=2\,752\,700 \text{ J/kg}$
$s_A=6,94 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$	x	$s_E=7,38 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$

tabulka 11.4. Parametry páry TG3

Výpočet účinností a měrné spotřeby energie proveden dle vzorců (12, 14, 16)

$$\eta_e = \frac{P_{el.}}{m_A' * (i_A - i_E)} = \frac{11,4 * 10^6}{22,2 * (3320900 - 2752700)} = \frac{11,4 * 10^6}{12614040} = 0,904 = \underline{\underline{90,4 \%}}$$

$$\eta_{r.or.} = \frac{m_A' * (i_A - i_E)}{m_A' * (i_A - i_{Eie})} = \frac{(3320900 - 2752700)}{(3320900 - 2580000)} = 0,767 = \underline{\underline{76,7 \%}}$$

$$C = \frac{m_A' * (i_A - i_E)}{P_{el.}} = \frac{12614040}{11,4 * 10^6} = 1,106 \left[\frac{J}{W \cdot s} \right]$$

- S provozovaným odběrem

Parametry páry		
Vstupní	Odběrové	Výstupní
$p_A=3,8 \text{ MPa}$	$p_O=1,15 \text{ MPa}$	$p_E=0,14 \text{ MPa}$
$\dot{m}_A=24,4 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_O=2,22 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_E=22,2 \text{ kg/s}$
$t_A=445 \text{ °C}$	$t_O=320 \text{ °C}$	$t_E=136 \text{ °C}$
$i_A=3\,320\,900 \text{ J/kg}$	$i_O=3\,088\,500 \text{ J/kg}$	$i_E=2\,745\,400 \text{ J/kg}$
$s_A=6,94 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$	$s_O=7,1 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$	$s_E=7,4 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$

tabulka 11.5. Parametry páry TG3

Výpočet účinností a měrné spotřeby energie proveden dle vzorců (13, 15, 17)

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_A * (i_A - i_O) + (\dot{m}_A - \dot{m}_O) * (i_O - i_E)} = \frac{12 * 10^6}{24,4 * 232400 + 22,2 * 343100} =$$

$$= 0,903 = \underline{\underline{90,3 \%}}$$

$$\eta_{r.r.} = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_O) + (\dot{m}_A - \dot{m}_O) * (i_O - i_E)}{\dot{m}_A * (i_A - i_{Oie}) + (\dot{m}_A - \dot{m}_O) * (i_{Oie} - i_{Eie})} = \frac{24,4 * 232400 + 22,2 * 343100}{24,4 * 300900 + 22,2 * 450000} =$$

$$= 0,767 = \underline{\underline{76,7 \%}}$$

$$C = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_O) + (\dot{m}_A - \dot{m}_O) * (i_O - i_E)}{P_{el.}} = \frac{13287380}{12 * 10^6} = \underline{\underline{1,107 \left[\frac{J}{W \cdot s} \right]}}$$

11.2. TG 4

- Bez provozovaného odběru

Parametry páry		
Vstupní	Odběrové	Výstupní
$p_A=3,8 \text{ MPa}$	x	$p_E=0,18 \text{ MPa}$
$\dot{m}_A=24,4 \text{ kg/s}$	x	$\dot{m}_E=24,4 \text{ kg/s}$
$t_A=450 \text{ °C}$	x	$t_E=170 \text{ °C}$
$i_A=3\,332\,400 \text{ J/kg}$	x	$i_E=2\,811\,400 \text{ J/kg}$
$s_A=6,95 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$	x	$s_E=7,43 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$

tabulka 11.6. Parametry páry TG4

Výpočet účinností a měrné spotřeby energie proveden dle vzorců (12, 14, 16)

$$\eta_{\tau} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_A * (i_A - i_E)} = \frac{11,5 * 10^6}{24,4 * (3332\,400 - 2\,811\,400)} = \frac{11,5 * 10^6}{12\,712\,400} = 0,906 = \underline{\underline{90,5 \%}}$$

$$\eta_{\tau, or.} = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_E)}{\dot{m}_A * (i_A - i_{Eie})} = \frac{(3332\,400 - 2\,811\,400)}{(3332\,400 - 2\,620\,000)} = 0,731 = \underline{\underline{73,1 \%}}$$

$$C = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_E)}{P_{el.}} = \frac{12\,712\,400}{11,5 * 10^6} = 1,105 \left[\frac{J}{W \cdot s} \right]$$

- **S provozovaným odběrem**

Parametry páry		
Vstupní	Odběrové	Výstupní
$p_A = 3,8 \text{ MPa}$	$p_O = 1,17 \text{ MPa}$	$p_E = 0,17 \text{ MPa}$
$\dot{m}_A = 26,67 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_O = 2,22 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_E = 24,4 \text{ kg/s}$
$t_A = 450 \text{ °C}$	$t_O = 335 \text{ °C}$	$t_E = 161 \text{ °C}$
$i_A = 3\,332\,400 \text{ J/kg}$	$i_O = 3\,120\,200 \text{ J/kg}$	$i_E = 2\,793\,800 \text{ J/kg}$
$s_A = 6,95 \text{ KJ/kg} \cdot \text{K}$	$s_O = 7,13 \text{ KJ/kg} \cdot \text{K}$	$s_E = 7,4 \text{ KJ/kg} \cdot \text{K}$

tabulka 11.7. Parametry páry TG4

Výpočet účinností a měrné spotřeby energie proveden dle vzorců (13, 15, 17)

$$\eta_{\tau} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_A * (i_A - i_O) + (\dot{m}_A - \dot{m}_O) * (i_O - i_E)} = \frac{12,3 * 10^6}{26,67 * 157\,610 + 4,4 * 384\,420} =$$

$$= 0,905 = \underline{\underline{90,5 \%}}$$

$$\eta_{\tau, or.} = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_O) + (\dot{m}_A - \dot{m}_O) * (i_O - i_E)}{\dot{m}_A * (i_A - i_{Oie}) + (\dot{m}_A - \dot{m}_O) * (i_{Oie} - i_{Eie})} = \frac{26,67 * 157\,610 + 4,4 * 384\,420}{26,67 * 302\,400 + 24,4 * 420\,000} =$$

$$= 0,742 = \underline{\underline{74,2 \%}}$$

$$C = \frac{\dot{m}_A * (i_A - i_O) + (\dot{m}_A - \dot{m}_O) * (i_O - i_E)}{P_{el.}} = \frac{13\,583\,307}{12,3 * 10^6} = 1,104 \left[\frac{J}{W \cdot s} \right]$$

11.3.Centrála

- Bez provozovaného odběru

Vyrobená elektrická energie			
TG3	11,6 MW		
TG4	11,1 MW		
Množství oběhové vody			
Karviná	415 kg/s		
Havířov	94,4 kg/s		
Tlak topné vody			
Karviná	1,3 MPa		
Havířov	1,6 MPa		
Teplota a entalpie topné vody na Havířov			
	Teplota [°C]	Entalpie [J/kg]	
Před ŠO3	59,1	248 720	
Za ŠO3	100,9	424 017	
Před ŠO4	100,8	423 596	
Za ŠO4	130,1	547 714	
Teplota a entalpie topné vody na Karvinou			
	Teplota [°C]	Entalpie [J/kg]	
Před ZO3	69,5	291 963	
Za ZO3	92,4	388 009	
Před ZO4	90,6	380 442	
Za ZO4	108,9	457 556	
Parametry páry			
	m [kg/s]	P [MPa]	T [°C]
TG 3	24	3,6	445
TG 4	23,6	3,7	450
ŠO 4	7,2	0,7	198

tabulka 11.8. Hodnoty naměřené před rekonstrukcí

Výpočet účinnosti centrály proveden dle vzorce (18)

$$\eta = \frac{P_{el.} + \dot{m}_1'(i_{vyj.} - i_{vs.}) + \dot{m}_2'(i_{vyj.} - i_{vs.}) + \dot{m}_3'(i_{vyj.} - i_{vs.}) + \dot{m}_4'(i_{vyj.} - i_{vs.})}{\dot{m}_5'i_{TG3} + \dot{m}_6'i_{TG4} + \dot{m}_7'i_{SO4}} =$$

$$= \frac{22,7 \cdot 10^6 + 15 \cdot 96046 + 15 \cdot 77114 + 4,4 \cdot 175297 + 4,4 \cdot 124118}{24 \cdot 3325060 + 3,6 \cdot 3335121 + 2 \cdot 2840788} =$$

$$= \frac{122826176}{178963969,2} = 1,686 = \underline{\underline{8,6 \%}}$$

- **S provozovaným odběrem**

Vyrobená elektrická energie			
TG3	11,4 MW		
TG4	12,2 MW		
Množství oběhové vody			
Karviná	390,8 kg/s		
Havířov	125 kg/s		
Tlak topné vody			
Karviná	1,3 MPa		
Havířov	1,6 MPa		
Teplota a entalpie topné vody na Havířov			
	Teplota [°C]	Entalpie [J/kg]	
Před ŠO3	63	265 021	
Za ŠO3	104,5	439 197	
Teplota a entalpie topné vody na Havířov			
Před ŠO4	104,4	438 776	
Za ŠO4	130,3	548 566	
Teplota a entalpie topné vody na Karvinou			
	Teplota [°C]	Entalpie [J/kg]	
Před ZO3	64,1	269 372	
Za ZO3	92,1	386 747	
Před ZO4	89,9	377 500	
Za ZO4	107,4	451 218	
Parametry páry			
	m [kg/s]	P [MPa]	T [°C]
TG 3	24,6	3,7	432
TG 4	25	3,7	444

tabulka 11.9. Hodnoty naměřené po rekonstrukci

Výpočet účinnosti centrály proveden dle vzorce (19)

$$\eta = \frac{P_{el.} + \dot{m}_1 \cdot (i_{vyj.} - i_{vs.}) + \dot{m}_2 \cdot (i_{vyj.} - i_{vs.}) + \dot{m}_3 \cdot (i_{vyj.} - i_{vs.}) + \dot{m}_4 \cdot (i_{vyj.} - i_{vs.})}{\dot{m}_5 \cdot i_{TG3} + \dot{m}_6 \cdot i_{TG4}} =$$

$$= \frac{23,6 \cdot 10^6 + 90,8 \cdot 117375 + 90,8 \cdot 73718 + 25 \cdot 174176 + 25 \cdot 109790}{24,6 \cdot 3293783 + 5 \cdot 3321365} =$$

$$= \frac{133774894,4}{164061186,8} = 1,81539 = \underline{\underline{1,54\%}}$$

11.4. Přehled účinností a měrné spotřeby energie

V tabulce č. 11.10. je zaznamenán přehled vypočtených účinností a měrných spotřeby energie jednotlivých TG a centrály.

		Přímá účinnost [%]	Porovnávací účinnost [%]	Měrná spotřeba energie [J/ W.s]
TG3	před rekonstrukcí	90,4	76,7	1,106
	po rekonstrukci	90,3	76,7	1,107
TG4	před rekonstrukcí	90,5	73,1	1,105
	po rekonstrukci	90,5	74,2	1,104
		Celková účinnost [%]		
Centrála	před rekonstrukcí	68,6		
	po rekonstrukci	81,54		

tabulka 11.10. Hodnoty účinností a měrných spotřeb energie

11.5. I-S diagramy

V příloze č. 3 je uveden i-s diagram pro páru turbogenerátoru TG3 bez odběru. V příloze č. 4 je uveden i-s diagram pro páru turbogenerátoru TG3 s odběrem. V příloze č. 5 je uveden i-s diagram pro páru turbogenerátoru TG4 bez odběru. V příloze č. 6 je uveden i-s diagram pro páru turbogenerátoru TG4 s odběrem.

12.ZÁVĚR

Cílem práce bylo vyhodnocení vlivu rekonstrukce, která spočívala v jednoduchých technologických úpravách prováděné za účelem navýšení výroby elektrické energie, jak na účinnosti a měrnou spotřebu energie TG3 a TG4, tak zejména na celkovou účinnost centrály.

Dle uvedených měření a výpočtů k navýšení výroby elektrické energie a k nárůstu účinnosti centrály došlo, ale zároveň je třeba dodat, že nebyly zcela stejné podmínky pro měření před rekonstrukcí a po rekonstrukci. Během tohoto období byl proveden proplach zasolených lopatek turbín. Přesněji řečeno, po proplachu dojde ke snížení tlaku za C-kolem, a tím k zvýšení účinnosti turbogenerátoru.

Přesto je patrné, že účinnost, ani měrná spotřeba energie jednotlivých turbín nedoznala výrazné změny, zato účinnost centrály se změnila celkem podstatně. Bylo toho dosaženo tím, že pára vstupující do ŠO4 proudí přímo z odběrového rozdělovače páry, a ne z RCHS, jak tomu bylo před rekonstrukcí. V RCHS dochází k degradaci páry zástříkem, kdy na jedné straně v kotli páře dodáme energii (entalpii), a na druhé v RCHS bez užitku tuto energii podstatně snížíme (degradujeme). Tomuto se podařilo provedenou rekonstrukcí zamezit.

K přesnějším a důkladnějším měřením a výpočtům by bylo zapotřebí delšího časového období a zejména stejných klimatických a provozních podmínek. Toho však dosáhneme stěží, poněvadž větru, dešti ani provozním stavům se poručit nedá.

I přes tyto menší odchylky, které jsem se snažil co nejvíce minimalizovat výběrem naměřených hodnot při stejných provozních i klimatických stavech, lze konstatovat, že plánovaného záměru bylo rekonstrukcí dosaženo, a výroba elektrické energie i účinnost centrály doznaly nárůstu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] POLOCZEK, V.: *Místní provozní a pracovní předpis pro obsluhu a provoz turbogenerátorů a nové výměňkové stanice*, Karviná, 2008
- [2] CHLEBEK, J.: *Místní provozní předpis pro výměňkovou stanici na TČA*, Karviná, 2007
- [3] BEČVÁŘ, J.: *Tepelné turbíny*, SNTL Praha, 1968.
- [4] KOLARČÍK, K.: *Sylaby přednášek*, VŠB-TUO Ostrava, 2008
- [5] BLUDOVSKÝ, J., AMBROŽ, J., DVOŘÁK, L.: *Tepelné turbíny a turbokompresory*, ČVUT Praha, 1987.
- [6] KADRNOŽKA, J., OCHRANA, L.: *Teplárenství*, CERM Brno, 2001.
ISBN: 80-7204-222-X
- [7] KADRNOŽKA, J.: *Tepelné turbíny a turbokompresory*, CERM Brno, 2004.
ISBN: 80-7204-346-3
- [8] FRYZ, J.: *Místní provozní předpis pro K1 a K2*, Karviná, 2007.
- [9] FRYZ, J.: *Místní provozní předpis pro K6 a K7*, Karviná, 2007.
- [10] Firemní materiály.: *Zvýšení výroby el.energie na TČA*, Karviná 2007.
- [11] <http://www.cde.ecn.cz/dokumenty/energetika/en-cz.htm>
- [12] <http://ekowatt.cz/uspory/kogenerace.shtml>

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1	Schéma napojení TG na parní síť před rekonstrukcí
Příloha č. 2	Schéma napojení TG na parní síť po rekonstrukci
Příloha č. 3	i-s diagram pro páru turbogenerátoru TG3 bez odběru
Příloha č. 4	i-s diagram pro páru turbogenerátoru TG3 s odběrem
Příloha č. 5	i-s diagram pro páru turbogenerátoru TG4 bez odběru
Příloha č. 6	i-s diagram pro páru turbogenerátoru TG4 s odběrem